

Bearing for high speed shaft in screw compressor - has sets of inclined ball bearings with different contact angles

Publication number: DE4305289

Publication date: 1993-09-02

Inventor: WALLIN HANS (US)

Applicant: SKF USA INC (US)

Classification:


- international: *F01C21/02; F04C18/16; F16C19/16; F16C19/26; F16C19/54; F01C21/00; F04C18/16; F16C19/00; F16C19/02; F16C19/22; (IPC1-7): F04C18/16; F04C29/00; F16C19/54*

- european: *F01C21/02; F04C18/16; F16C19/16; F16C19/26; F16C19/54*

Application number: DE19934305289 19930220

Priority number(s): US19920842894 19920227

Also published as:

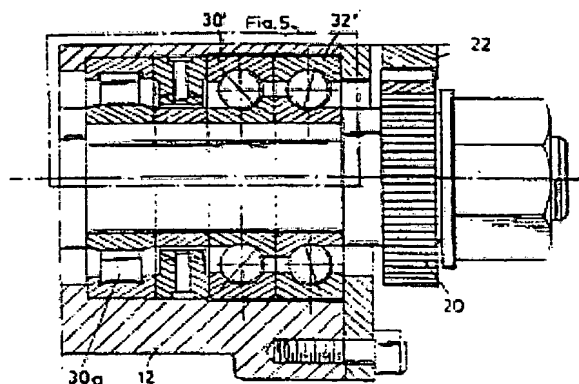
 JP5280482 (A)

Report a data error here

Abstract of DE4305289

Bearing for extremely high speed shafts of screw compressors consisting of a cylindrical roller bearing to take up the radial forces and a pair of inclined ball bearings to take up the axial forces, with the bearings arranged in a housing. One of the inclined ball bearings (30') acts as a pressure bearing and is designed with a contact angle alpha in the region between 30 deg. and 40 deg. and the second inclined ball bearing (32') serves as a support bearing and has a contact angle beta which is smaller than the angle alpha, in the region between 15 deg. and 25 deg.

USE/ADVANTAGE - Bearing in which the internal forces resulting from the centrifugal force effect are small, allowing induced axial forces in the system to be considerably reduced.



Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 43 05 289 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁵:
F 04 C 18/16
F 04 C 29/00
F 16 C 19/54

②1 Aktenzeichen: P 43 05 289.4
②2 Anmeldetag: 20. 2. 93
④3 Offenlegungstag: 2. 9. 93

DE 43 05 289 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1
27.02.92 US 842894

⑦1 Anmelder:
SKF USA Inc., King of Prussia, Pa., US

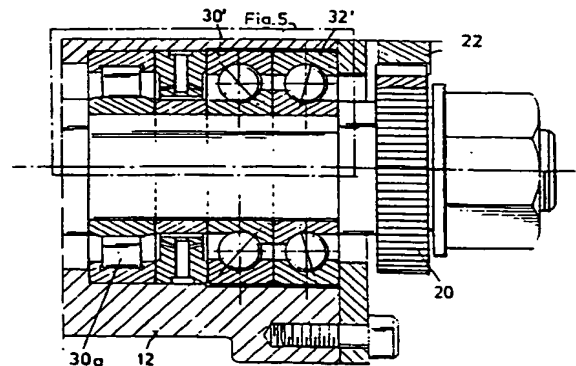
⑦4 Vertreter:
Adams, H., Rechtsanwalt, 8720 Schweinfurt

⑦2 Erfinder:
Wallin, Hans, West Chester, Pa., US

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Lagerung für extrem hochtourige Wellen

- ⑤7 Eine Lagerung für extrem hochtourige Wellen von Schraubenkompressoren besteht aus einem Zylinderrollenlager zur Aufnahme der radialen Kräfte und einem Paar von Schrägkugellagern (30', 32') zur Aufnahme der axialen Kräfte, wobei die Lager in einem Gehäuse oder dergleichen angeordnet sind.
Damit die inneren Kräfte, die aus dem Fliehkrafteffekt resultieren, klein sind und dadurch die induzierten axialen Kräfte in dem System beträchtlich reduziert werden, wirkt das eine Schrägkugellager (30') als Drucklager und ist mit einem Berührungswinkel α im Bereich zwischen 30° und 40° ausgeführt und dient das zweite Schrägkugellager (32') als Stützlager und weist einen Berührungswinkel β auf, der kleiner ist als der Berührungswinkel α und im Bereich zwischen 15° und 25° liegt.



DE 43 05 289 A 1

Die Erfindung betrifft eine Lagerung für extrem hochtourige Wellen von Schraubenkompressoren, bestehend aus einem Zylinderrollenlager zur Aufnahme der radialen Kräfte und einem Paar von Schrägkugellagern zur Aufnahme der axialen Kräfte, wobei die Lager in einem Gehäuse oder dergleichen angeordnet sind.

Es sind bereits Lagerungen für Kompressoren bekannt, die mit extrem hohen Drehzahlen laufen. Diese bekannten Anordnungen bestehen aus zwei einreihigen Schrägkugellagern, die in X- oder O-Anordnung angeordnet sind, wobei jedes Lager den gleichen Kontaktwinkel aufweist. Derartige Lagerungen werden beispielsweise in den US-Patentschriften Nr. 42 27 755 und 50 09 583 beschrieben. Bei diesen bekannten Anordnungen liegen die Berührungswinkel der gepaarten Schrägkugellager zwischen 30° bis 40° . Das eine Lager nimmt die axiale Belastung auf, die bei ständigem Lauf des Kompressors nur in einer Richtung wirkt und das andere Lager wird dazu verwendet, das Rotorspiel einzuhalten. Beide Lager sind mit dem gleichen Berührungswinkel ausgeführt, um die axiale Belastung des Rotors während des Betriebs des Kompressors besser aufnehmen zu können. Man war früher der Meinung, daß, wenn man beide Lager mit dem gleichen groben Kontaktwinkel versieht, die Druckaufnahmefähigkeit des Lagersystems nicht beeinträchtigt würde. Jedoch die bekannten Systeme zeigten eher schlechte Lebensdauerstatistiken, weil bei extrem hohen Drehzahlen eine erhöhte, aus Fliehkräften resultierende axiale Kraft auf die Kugeln wirkt. Dies bedeutet, daß bei den bekannten Lagersystemen das die Belastung aufnehmende Lager eine axiale Kraft aufnehmen muß, die größer ist als der vom Rotor erzeugte Gasdruck. Es wurde festgestellt, daß die Lebensdauer von Lagern, besonders bei Trockenluft-Kompressoren, im Hinblick auf die hohe Belastung und extrem hohen Drehzahlen, begrenzt ist. Verschiedene Versuche wurden durchgeführt, um die Lebensdauer von Lagern bei diesen Anwendungen zu erhöhen, z. B. durch das Vorsehen eines großen axialen Spiels im Lager, wie z. B. in der Fig. 4 dargestellt ist. Diese bekannten Ausführungen arbeiten jedoch nicht zufriedenstellend, weil ein grobes axiales Spiel eine negative Auswirkung auf den Wirkungsgrad des Kompressors hat. Andererseits wirkt sich die Ausbildung eines großen axialen Spiels nachteilig auf die Anordnung der Rotoren relativ zueinander und im Kompressorgehäuse aus, was wiederum nachteilig auf die Kompressorleistung wirkt. Durch diese größeren Spiele gelangt ferner Gas aus der Hochdruckkammer oder dem Kompressorraum in die Niederdruckkammer. Ein derartiger Kompressor ist weniger leistungsfähig. Weiterhin erzeugen axiale Spiele ein Gleiten zwischen den Kugeln und den Laufbahnen, wodurch die Lebensdauer des Lagers begrenzt wird.

Weiterhin wird in der Broschüre "MRC Bearing Services" M213-720 ein MRC "Pumpac" Lagersystem gezeigt. Dieses Lagersystem schließt Schrägkugellager mit unterschiedlichen Berührungswinkeln ein. Keines dieser Systeme zeigt die besondere Lageranordnung, wie sie in der vorliegenden Anmeldung beschrieben wird. Das MRC "Pumpac" Lagersystem weist ein Drucklager mit einem Berührungswinkel von 40° und einem Stützlager mit einem Berührungswinkel von 15° auf. Jedoch werden die unterschiedlichen Berührungswinkel nicht dazu verwendet, die Lagerbelastungen zu reduzieren, die durch Fliehkräfte induziert sind. Bei der bekannt-

ten Ausführung nimmt das Drucklager mit dem Berührungswinkel von 40° die Druckbelastung und das Stützlager mit einem Berührungswinkel von 15° die radiale Belastung auf. Das MRC "Pumpac" Lagersystem wurde für Zentrifugalpumpen mit einem Geschwindigkeitswert von $n \cdot d_m$ bis 500 000 konstruiert. Bei Lagerungen für Schraubenkompressoren gemäß der Erfindung liegen die Werte $n \cdot d_m$ bei 750 000 bis 1 000 000. Erst bei diesen Geschwindigkeiten treten nennenswerte, aus Fliehkräften resultierende axiale Kräfte auf die Wälzkörper auf, während bei dem bekannten "Pumpac" Lagersystem der Effekt der Fliehkräfte unwesentlich ist und somit niemals eine Konstruktionsüberlegung war.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Lagerung für extrem hochtourige Wellen von Schraubenkompressoren zu schaffen, bei der die inneren Kräfte, die aus dem Fliehkrafteffekt resultieren, klein sind und dadurch die induzierten axialen Kräfte in dem System beträchtlich reduziert werden.

Diese Aufgabe wird bei einer Lagerung der eingangs erwähnten Gattung erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß das eine Schrägkugellager als Drucklager wirkt und mit einem Berührungswinkel α im Bereich zwischen 30° und 40° ausgeführt ist und das zweite Schrägkugellager als Stützlager dient und einen Berührungswinkel β aufweist, der kleiner ist als der Berührungswinkel α und im Bereich zwischen 15° und 25° liegt. Hierdurch wird eine Reduktion der Kräfte im Lagersystem und eine erhöhte Lebensdauer der Lagerung erzielt. Weiterhin erlaubt diese erfindungsgemäße Anordnung eine Lageranordnung mit kleinem Spiel oder Vorspannung, wodurch eine genaue Lage der Wellen bzw. Rotoren und, z. B. bei Schraubenkompressoren, eine erhöhte Kompressorleistung, verglichen mit den Leistungen bekannter Ausführungen, erzielt wird.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Die Erfindung wird nachstehend anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigt

Fig. 1 einen teilweise im Schnitt dargestellten Trockenluft-Schraubenkompressor mit einer erfindungsgemäßen Lageranordnung für die Rotoren,

Fig. 2 eine vergrößerte, teilweise im Schnitt dargestellte Draufsicht auf eine Einzelheit, die in der Fig. 1 strichpunktiert umrahmt ist,

Fig. 3 eine ähnlich der in Fig. 2 angeordnete Ausführung, die eine zum Stand der Technik gehörende Lageranordnung für die Rotoren eines Kompressors im Schnitt zeigt,

Fig. 4 eine teilweise geschnittene Ansicht einer Einzelheit, die in der Fig. 3 von einer strichpunktierten Linie umfaßt ist, ohne Gehäuse und Deckel,

Fig. 5 eine ähnlich der Fig. 4 dargestellte Ausführung, die eine Lageranordnung gemäß der Erfindung ohne Gehäuse und Deckel darstellt,

Fig. 6 ein Lager der erfindungsgemäßen Anordnung mit eingezeichneter axialer Komponente F_{ac} der induzierten Fliehkraft F_c auf die Kugeln und einem groben Berührungswinkel im Bereich von 40° ,

Fig. 7 ein Lager der erfindungsgemäßen Anordnung mit eingezeichneter axialer Komponente F_{bc} der Fliehkraft F_c mit einem kleinen Berührungswinkel, z. B. von 15° bis 25° ,

Fig. 8 die Reaktionskräfte eines Doppellagereinbaus für den Rotor eines Kompressors gemäß dem Stand der Technik, wobei beide Lager den gleichen Berührungswinkel aufweisen,

Fig. 9 eine Lageranordnung gemäß der Erfindung.

Fig. 10A und 10B zeigen die Lagerdurchfederung und die Axialkräfte, wobei eine Anordnung gemäß dem Stand der Technik mit einer Lageranordnung gemäß der vorliegenden Erfindung verglichen wird.

Fig. 11 die Belastung des Drucklagers als eine Funktion der Lagerdrehzahl für eine Lageranordnung gemäß dem Stand der Technik und eine Lageranordnung gemäß der vorliegenden Erfindung.

Fig. 12 die resultierende Lagerlebensdauer für die Belastungen gemäß Fig. 11.

Fig. 13 die axiale Lagerbelastung als eine Funktion der äußeren Last.

Fig. 14 die resultierende Lagerlebensdauer L_{10} als eine Funktion der axialen äußeren Last.

In der Fig. 1 ist ein sogenannter Trockenluftkompressor mit einer Lageraufnahmeanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung generell mit 10 bezeichnet. Die gesamte Gestaltung und die Grundelemente des Kompressors sind an sich nicht neu und schließen ein Gehäuse 12, einen Hauptrotor 14 und einen ergänzenden Hilfsrotor 16 ein. Der Hauptrotor 14 wird von einem gebräuchlichen Motor (nicht gezeichnet) über ein Getriebe angetrieben, das die Drehbewegung auf den Hilfsrotor 16 überträgt. Die Rotoren sind in bekannter Weise mit ineinandergreifenden, schraubenförmigen Schnecken 14a und 16a versehen. Getrieberäder 20 und 22 verbinden die Rotoren. Der Hauptrotor 14 und der Hilfsrotor 16 haben Stummelwellen 24 und 26 zur Montage von Lagern, die zur drehbaren Abstützung des Rotors im Gehäuse dienen. Wenn der Kompressor in Betrieb ist, sind die Rotoren radialen und axialen Kräften von dem Medium ausgesetzt, das komprimiert wird. Die axiale Reaktionskraft wirkt in der angezeigten Richtung und ist in den verschiedenen Figuren mit K bezeichnet. Sobald die Belastung auf die Rotoren durch das Medium ansteigt, erhöhen sich auch die axialen Kräfte K. Weiterhin arbeiten die Rotoren bei einer hohen konstanten Drehzahl von über 30 000 U/min. Es wurde herausgefunden, daß es bei einer Lageranordnung gemäß dem Stand der Technik, wie sie in den Fig. 3 und 4 dargestellt ist, zusätzliche innere axiale Kraftkomponenten gibt, die mit F_{bc} bezeichnet sind und von Fliehkräften F_c resultieren, die auf die Kugeln wirken. Die Wirkung dieser Kraft nimmt mit der Drehzahl zu und es wurde beobachtet, daß je größer der Berührungswinkel ist, desto größer ist die axiale Komponente F_{bc} der inneren Axialkräfte. Die praktische Konsequenz dieser in einem Lagersystem gemäß dem Stand der Technik (Fig. 3 und 4) angeordneten Schrägkugellager, bestehend aus einem Drucklager 30 und einem Stützlager 32, wobei jedes Lager einen gleich groben Berührungswinkel hat, ist, daß das die Belastung aufnehmende Drucklager eine Axialkraft tragen muß, die größer ist als die Kraft, die durch den Kompressor erzeugt wird. Die Lageranordnung gemäß der Erfindung schließt, wie aus den Fig. 6 und 7 zu ersehen, ein Schrägkugellager 30' mit einem groben Berührungswinkel α und ein Schrägkugellager 32' ein, das einen kleinen Berührungswinkel β aufweist. Diese Lager sind im allgemeinen von konventioneller Ausführung mit einem Innenring R_i und einem Außenring R_o mit Laufbahnen, die eine Anzahl von Kugeln B aufnehmen. Vorzugsweise der Berührungswinkel α des Drucklagers 30' liegt im Bereich zwischen 30° und 40° und der Berührungswinkel β des Stützlagers 32' ist vorzugsweise im Bereich zwischen 15° und 25°. Gemäß einem weiteren Merkmal der vorliegenden Erfindung ist eine Differenz von wenigstens 5° und vorzugsweise

15° bis 20° zwischen dem Berührungswinkel des Drucklagers und dem Berührungswinkel des Stützlagers wünschenswert. Es wurde herausgefunden, daß diese Anordnung gemäß der Erfindung die induzierten axialen Kräfte verringert (vergleiche Fig. 8 und 9 und siehe auch Fig. 10A und 10B). Die funktionellen Vorteile der vorliegenden Erfindung sind ferner eine längere Lagerlebensdauer, wie durch Computer simulierte Vergleiche in den Fig. 11 und 12 zeigen. Weiterhin erlaubt diese Anordnung ein Lagermontagesystem mit kleinem Spiel oder Vorspannung, wodurch eine genaue Lage der Rotoren und dadurch eine erhöhte Kompressorleistung, verglichen mit den Lagersystemen gemäß dem Stand der Technik, erzielt werden. Die bekannten Anordnungen weisen große axiale Spiele und eine negative Wirkung auf die Kompressorleistung auf.

Eine Prüfung und Analyse der graphischen Darstellung in den Fig. 10A und 10B zeigt, daß die Kräfte in einem erfindungsgemäßen Lagersystem kleiner sind als bei konventionellen bekannten Systemen. In beiden Fällen sind die Lager vorgespannt. Die Kurven stellen die axiale Belastung und die Durchfederung der Doppellager dar und zeigen die Belastungsaufteilung im Lagersystem. Ohne eine äußere Belastung K auf das System und ohne Rotation ist die Vorspannkraft F_0 . Wenn in einem typischen System eine äußere Last K auf das Lagersystem aufgebracht wird, erhöht sich die Durchfederung des Drucklagers und die Durchfederung des Stützlagers wird verringert. Die äußere Last K ist dann die Differenz zwischen der Belastung des Drucklagers und des Stützlagers. Wenn sich die Lager drehen, stellen die unterbrochenen Kurvenlinien die Kraft-Durchfederungsbeziehung dar. Bei hoher Durchfederung tendieren die durchgezogenen und die unterbrochenen Linienkurven dazu zusammenzugehen und bei niedriger Durchfederung ist der Unterschied bedeutender. Es ist festzustellen, daß dieser Unterschied bei einem Lager mit kleinem Berührungswinkel geringer ist (siehe Fig. 10B). Ferner ist zu bemerken, daß eine andere Verschiedenheit die Neigung der Kurve ist, die bei einem Lager mit kleinem Berührungswinkel geringer ist. Bei hohen Drehzahlen ist die Belastung des Stützlagers für eine gegebene äußere Kraft kleiner. Weil die Belastung F_{ak} , F'_{ak} des Drucklagers die Summe der äußeren Belastung K und der Belastung F_{bk} , F'_{bk} des Stützlagers ist, folgt, daß die Belastung aus F'_{ak} eines Drucklagers in einem Lagersystem der vorliegenden Erfindung, verglichen mit der Belastung F_{ak} eines konventionellen Systems, in dem ein Paar von Schrägkugellagern mit gleich großem Berührungswinkel α für die gleiche äußere Belastung K (vergleiche Fig. 10A und 10B) verwendet wird, niedriger ist. Die radiale Belastung der Lagerung wird durch ein Radial-Zylinderrollenlager 30a aufgenommen.

Die Fig. 13 und 14 zeigen die Wirkung des Berührungswinkels auf die Lagerbelastung für die Anwendung bei einem Schraubenkompressor. Fig. 13 stellt die axiale Lagerbelastung als eine Funktion der äußeren Belastung dar. Bei der äußeren Belastung Null sind die Belastungen des Drucklagers und die des Stützlagers gleich. Wenn beide Lager einen Berührungswinkel von 30° haben, sind die Lagerbelastungen 180 N. Wenn das Drucklager einen Berührungswinkel von 30° und das Stützlager einen Berührungswinkel von 15° hat, sinken die Lagerbelastungen auf 105 N. Der Grund, daß die Lager belastet sind, obwohl es keine äußeren Kräfte gibt, rührt von der Wirkung der Fliehkräfte auf die Kugeln her. Wenn die äußere Belastung zunimmt, erhöht sich die Belastung auf das Drucklager, während die Be-

lastung auf das Stützlager abnimmt. Aus Gleichgewichtsgründen ist die Differenz zwischen den Lagerbelastungen immer gleich zur äußeren Belastung. Die 75 N Belastungsdifferenz zwischen den zwei Lagersätzen ist ungefähr konstant, wenn die äußere Belastung zunimmt. 5

Fig. 14 zeigt die resultierende Lager L_{10} Lebensdauer als eine Funktion der axialen äußeren Belastung. Bei äußerer Belastung 0, wenn die Lagerbelastung nur das Ergebnis der Fliehkräfte ist, ist die Lebensdauer des Druck- und Stützlagers gleich. 305 000 Stunden für den Satz mit den gleichen Berührungswinkeln. Dies ist so, weil die Lagerbelastung in beiden Fällen gleich 180 N ist. Ebenfalls ist die Lastaufnahmefähigkeit in beiden Fällen gleich, weil die Berührungswinkel gleich sind. Wenn die äußere Belastung erhöht wird, steigt die Lebensdauer des Stützlagers, während sich die Lebensdauer des Drucklagers verringert. Für den Lagersatz mit ungleichen Berührungswinkeln ist die Lebensdauer des Drucklagers außerhalb der Skala, weil die Belastung viel geringer ist (105 N), aber die Belastungsfähigkeit ist die gleiche wie bei dem Lagersatz mit gleichen Berührungswinkeln. Das Stützlager jedoch hat eine geringere Belastungsfähigkeit, weil durch den kleineren Berührungswinkel die Lebensdauer geringer ist, 355 000 Stunden, obgleich die Belastung geringer ist, 105 N. Wenn die äußere Belastung zunimmt, erhöht sich die Lebensdauer des Stützlagers und die Lebensdauer des Drucklagers nimmt ab. Aber verglichen mit dem Lagersatz mit gleichen Berührungswinkeln ist die Lebensdauer der erfindungsgemäßen Lagerung viel höher. 30

Zum Vergleich ist jeweils auch die Lebensdauer der bekannten und die der erfindungsgemäßen Lagerungsanordnung berechnet und dargestellt. Das System Lebensdauer stellt die Wahrscheinlichkeit des Ausfalls eines der beiden Lager in dem Satz in Rechnung. Die Lebensdauer des Lagersatzes mit ungleichen Berührungswinkeln ist immer höher, weil die individuelle Lebensdauer der Lager in dem Lagersatz immer höher ist. 35

Somit sieht die vorliegende Erfindung eine neue Lagereinbauanordnung für Schraubenkompressoren vor, wobei die inneren Kräfte, hervorgerufen durch die Fliehkräfte auf die Kugeln, klein sind und daher die induzierte axiale Kraft minimiert ist. Diese Reduktion der Reaktionskraft im Kompressor ist in den Fig. 10A und 10B graphisch dargestellt. 40 45

Der Berührungswinkel eines Schrägkugellagers ist der Winkel, der bei einer leichten Meßbelastung auf das Lager bei stillstehenden Lagern gemessen wird. X-Anordnung der gepaarten Schrägkugellager bedeutet, daß die Wirkungslinien der Kugeln beider Reihen zur Lagermitte konvergieren, O-Anordnung bedeutet, daß die Wirkungslinien der Kugeln beider Reihen zur Lagermitte divergieren. 50

Obwohl eine besondere Ausführungsform der Erfindung dargestellt und beschrieben wurde, ist nicht beabsichtigt, die Erfindung zu begrenzen. Es können Umgestaltungen und Veränderungen im Rahmen des Schutzes der Ansprüche ausgeführt werden. 55

Patentansprüche

1. Lagerung für extrem hochtourige Wellen von Schraubenkompressoren, bestehend aus einem Zylinderrollenlager zur Aufnahme der radialen Kräfte und einem Paar von Schrägkugellagern zur Aufnahme der axialen Kräfte, wobei die Lager in einem Gehäuse oder dergleichen angeordnet sind, dadurch gekennzeichnet, daß das eine Schrägkugel- 65

lager (30') als Drucklager wirkt und mit einem Berührungswinkel α im Bereich zwischen 30° und 40° ausgeführt ist und das zweite Schrägkugellager (32') als Stützlager dient und einen Berührungswinkel α aufweist, der kleiner ist als der Berührungswinkel α und im Bereich zwischen 15° und 25° liegt.

2. Lagerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Unterschied zwischen dem Berührungswinkel α des Drucklagers (30') und dem Berührungswinkel β des Stützlagers (32') wenigstens 5° beträgt.

3. Lagerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Unterschied zwischen dem Berührungswinkel α und dem Berührungswinkel β über 15° beträgt.

4. Lagerung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Drucklager (30') und das Stützlager (32') in O-Anordnung eingebaut sind.

5. Lagerung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Drucklager (30') und das Stützlager (32') in X-Anordnung eingebaut sind.

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

Fig. 1

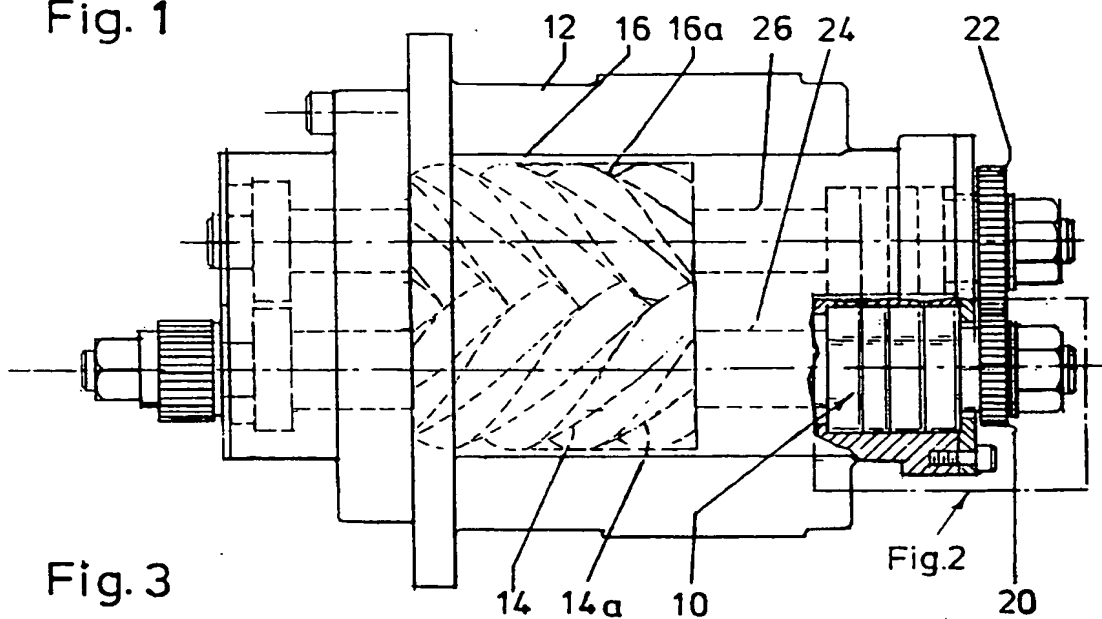


Fig. 3

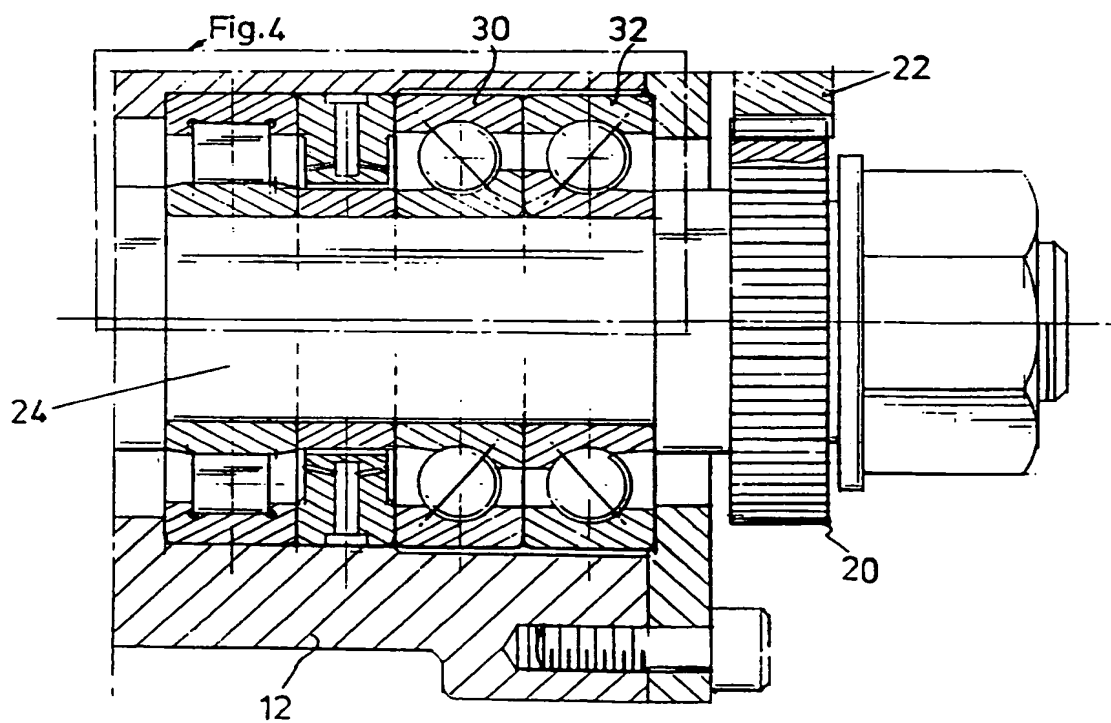


Fig.4

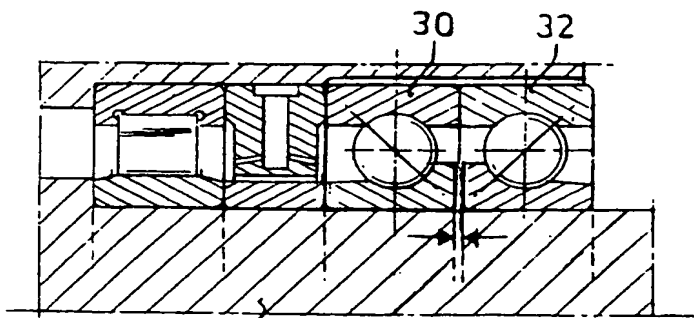


Fig.2

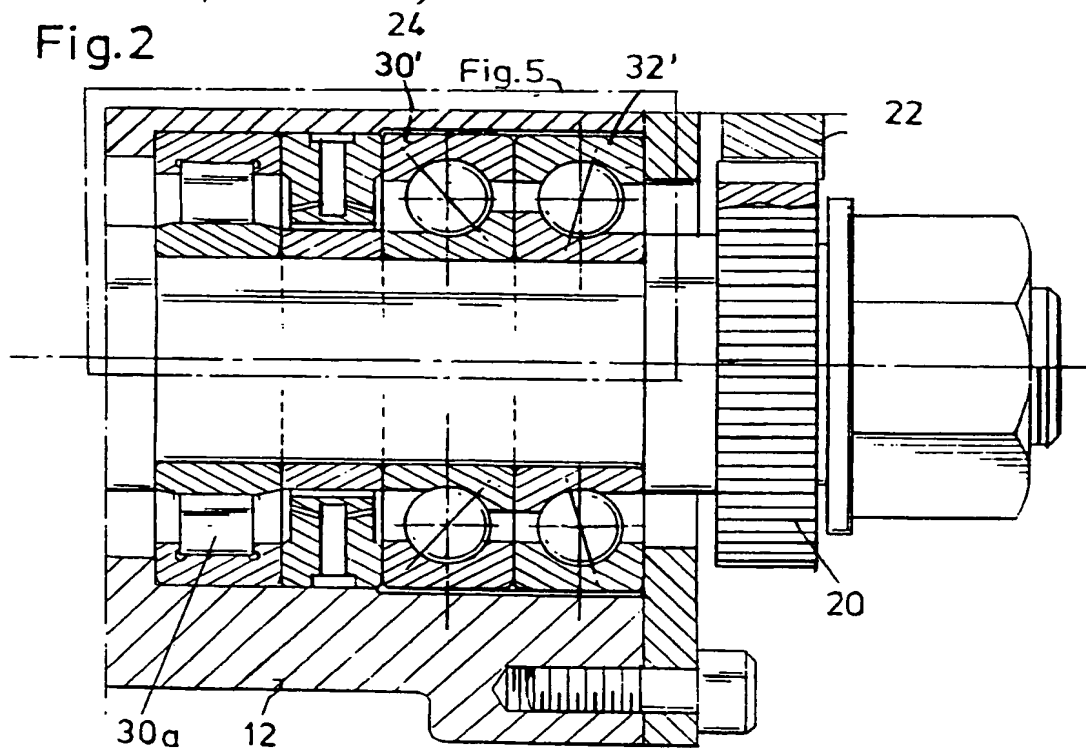
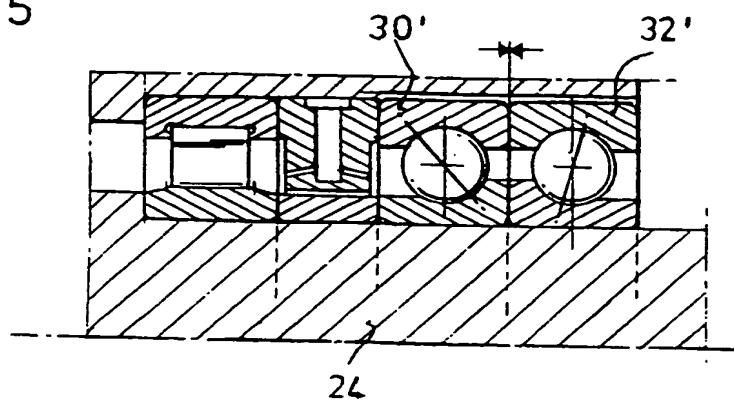


Fig.5



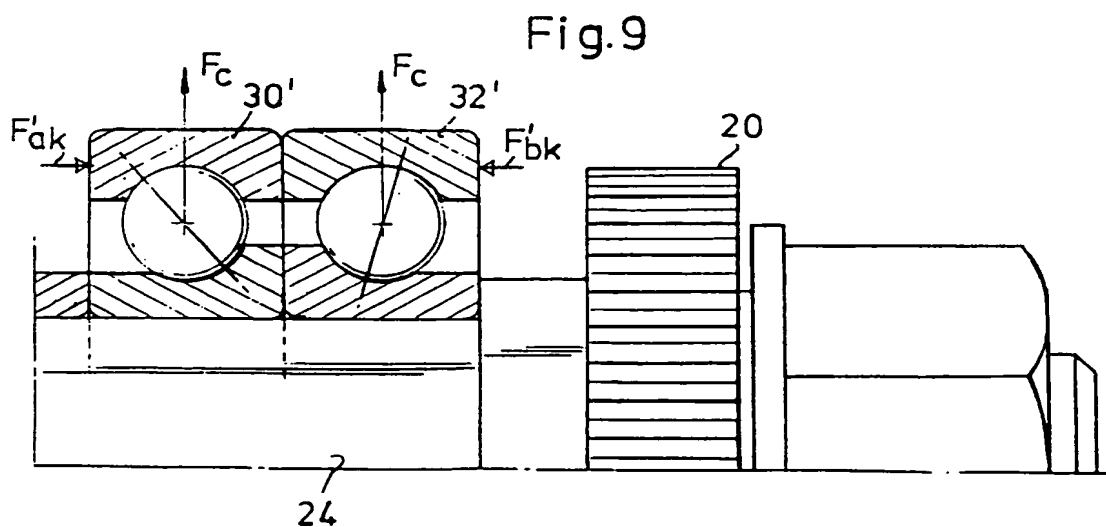
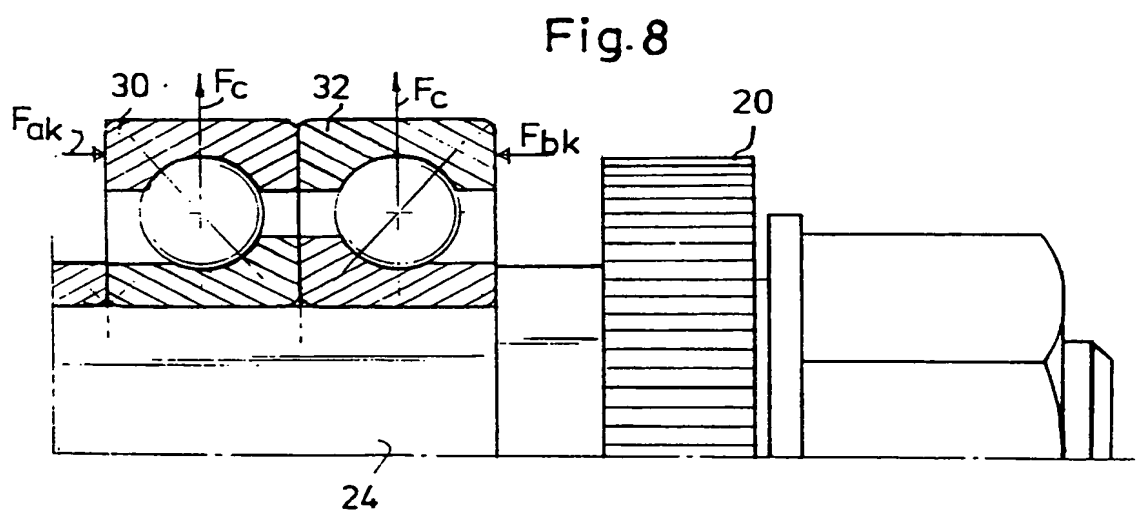
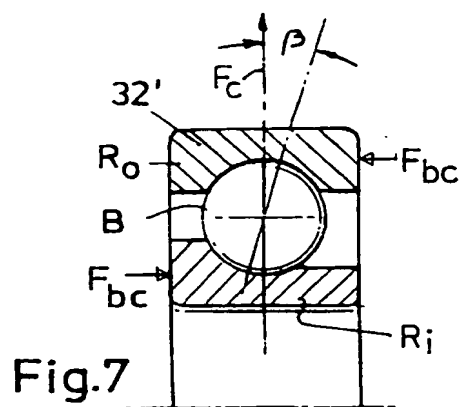
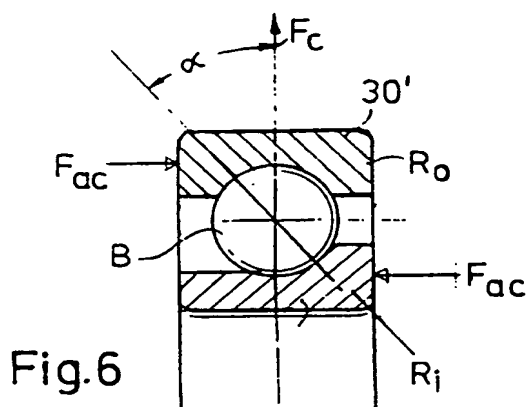
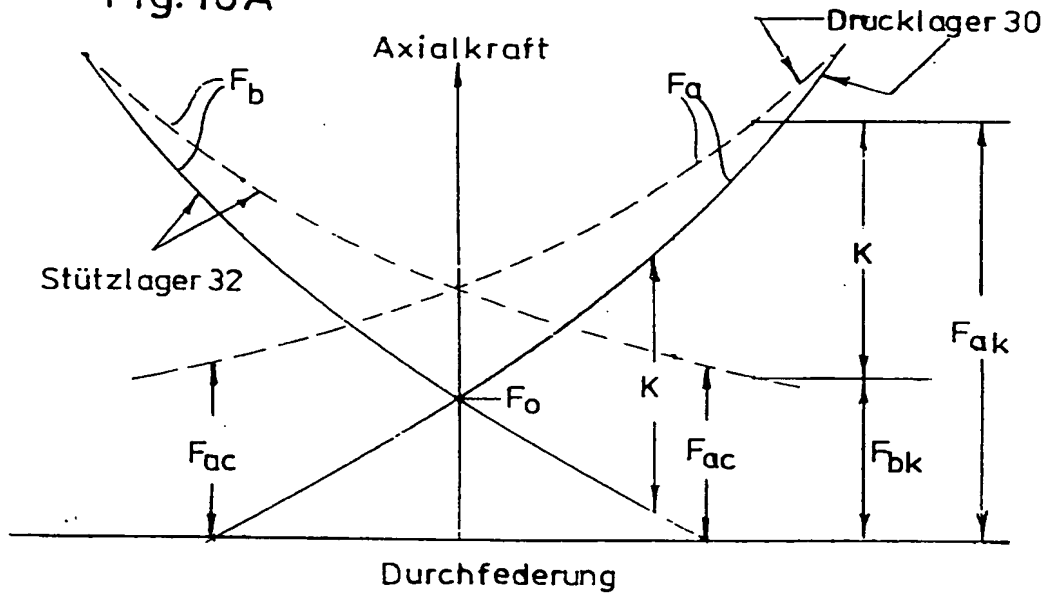


Fig. 10A



----- Hochgeschwindigkeit

———— Stillstand

Fig. 10B

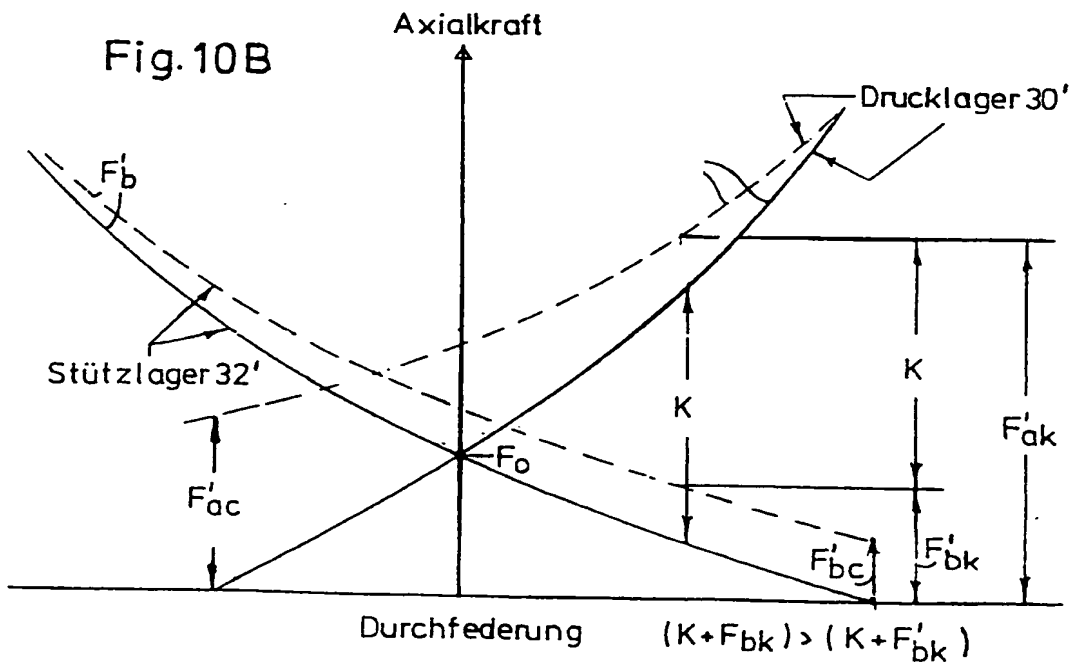


Fig. 11

Für Schrägkugellager, einreihig,
gepaart 7204

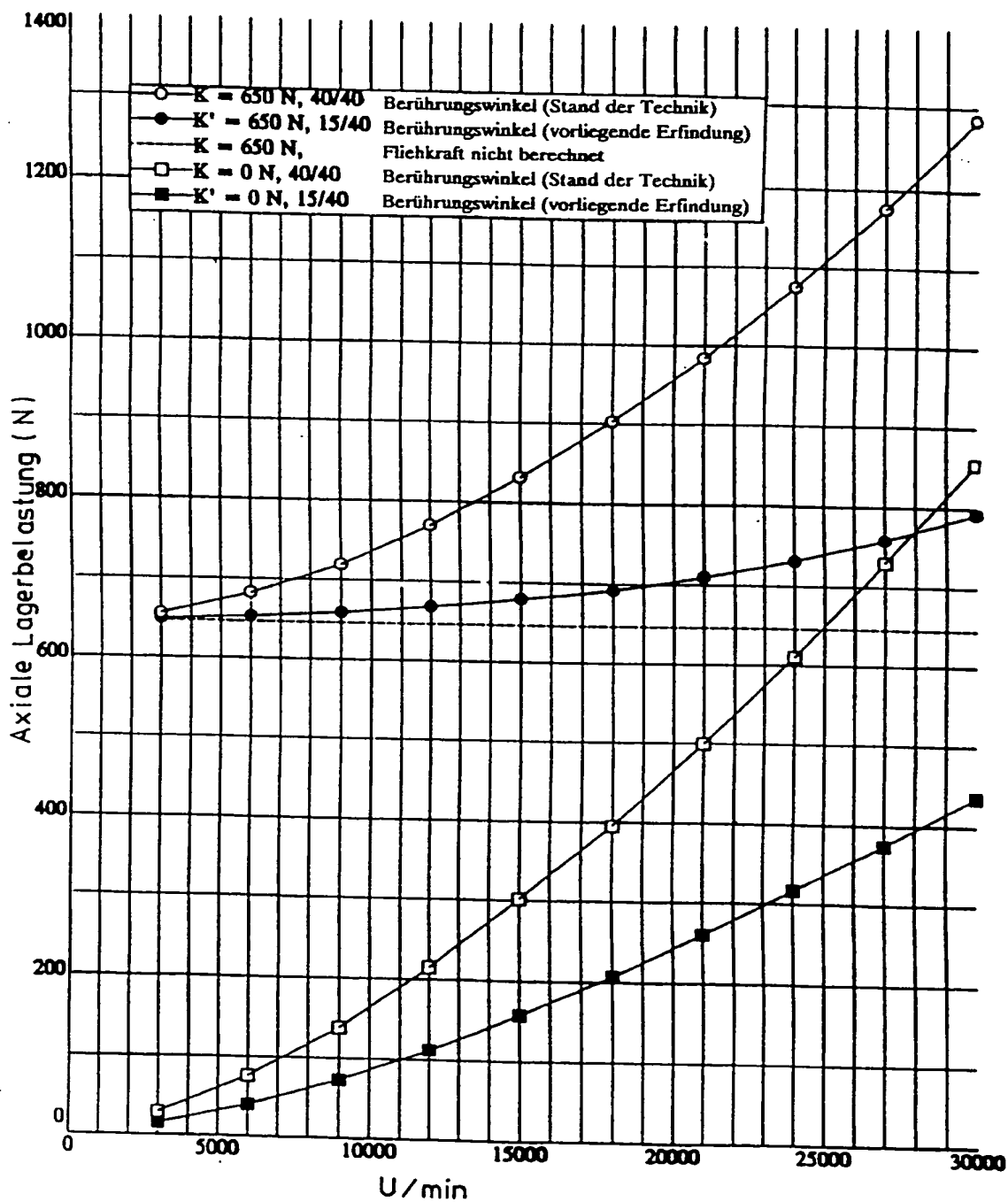


Fig. 12

Für Schrägkugellager, einreihig,
gepaart 7204

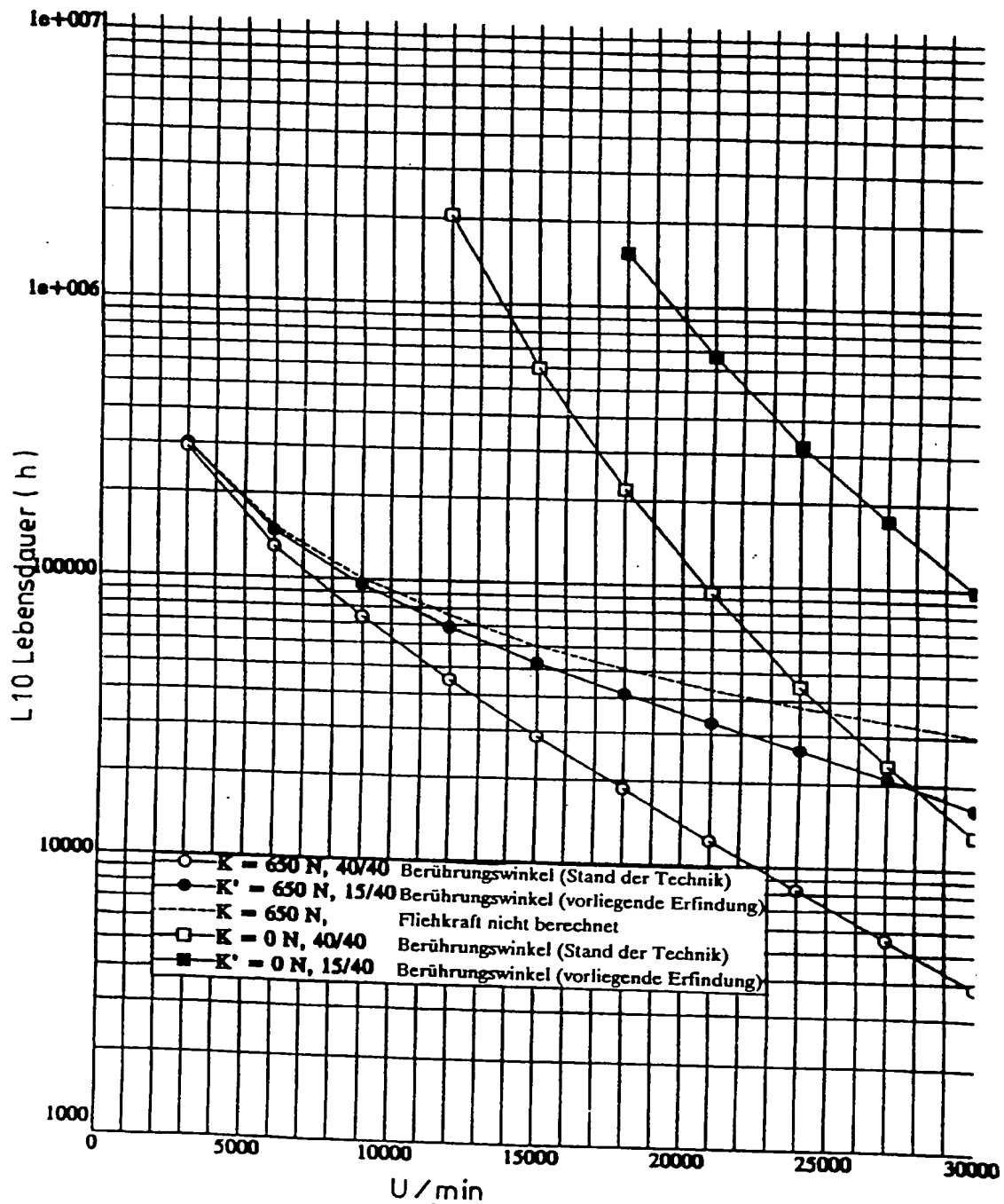


Fig. 13

Für gepaarte Schrägkugellager 7004, $n = 23800$ U/min
Mit Fliehkraft

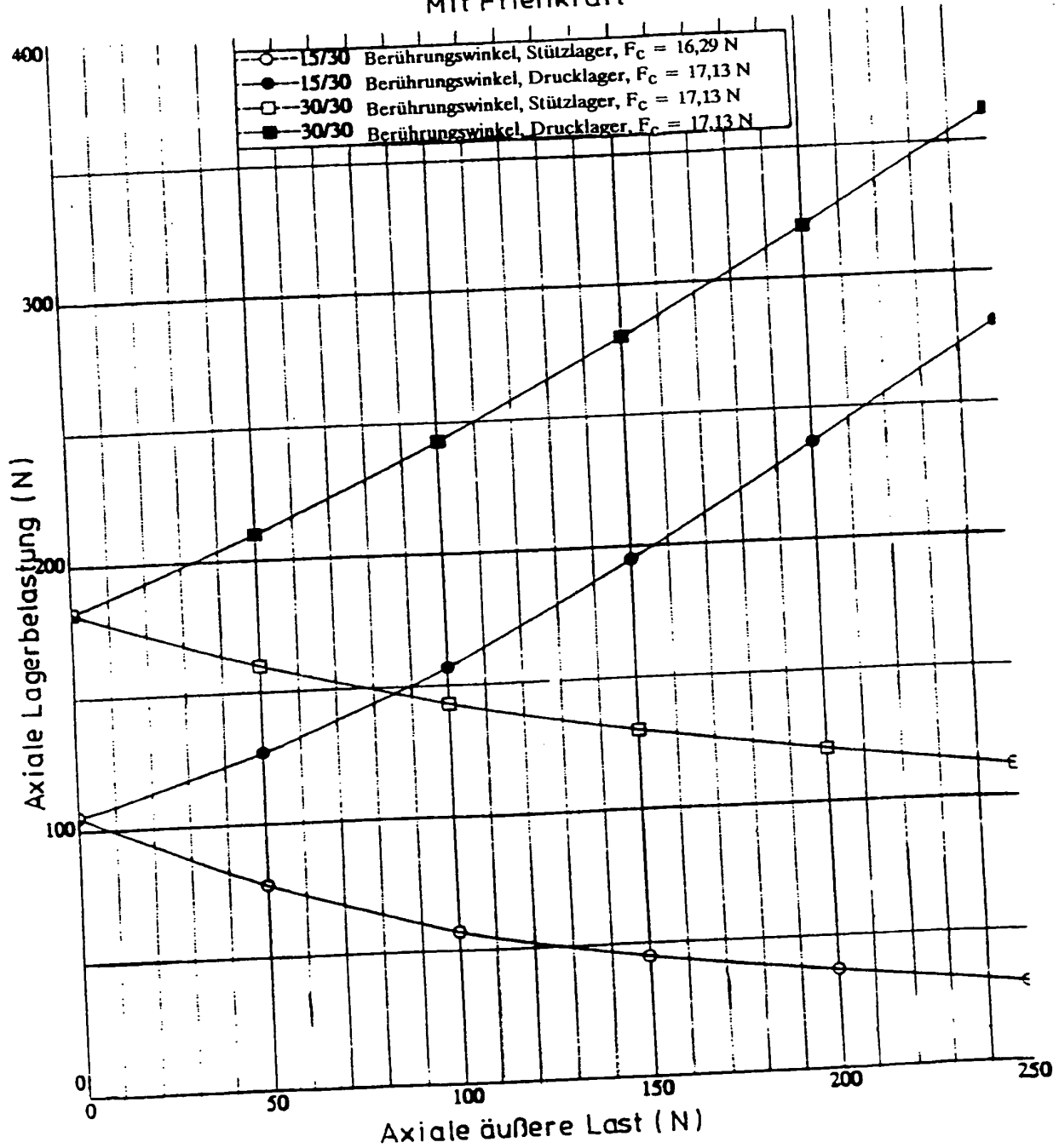
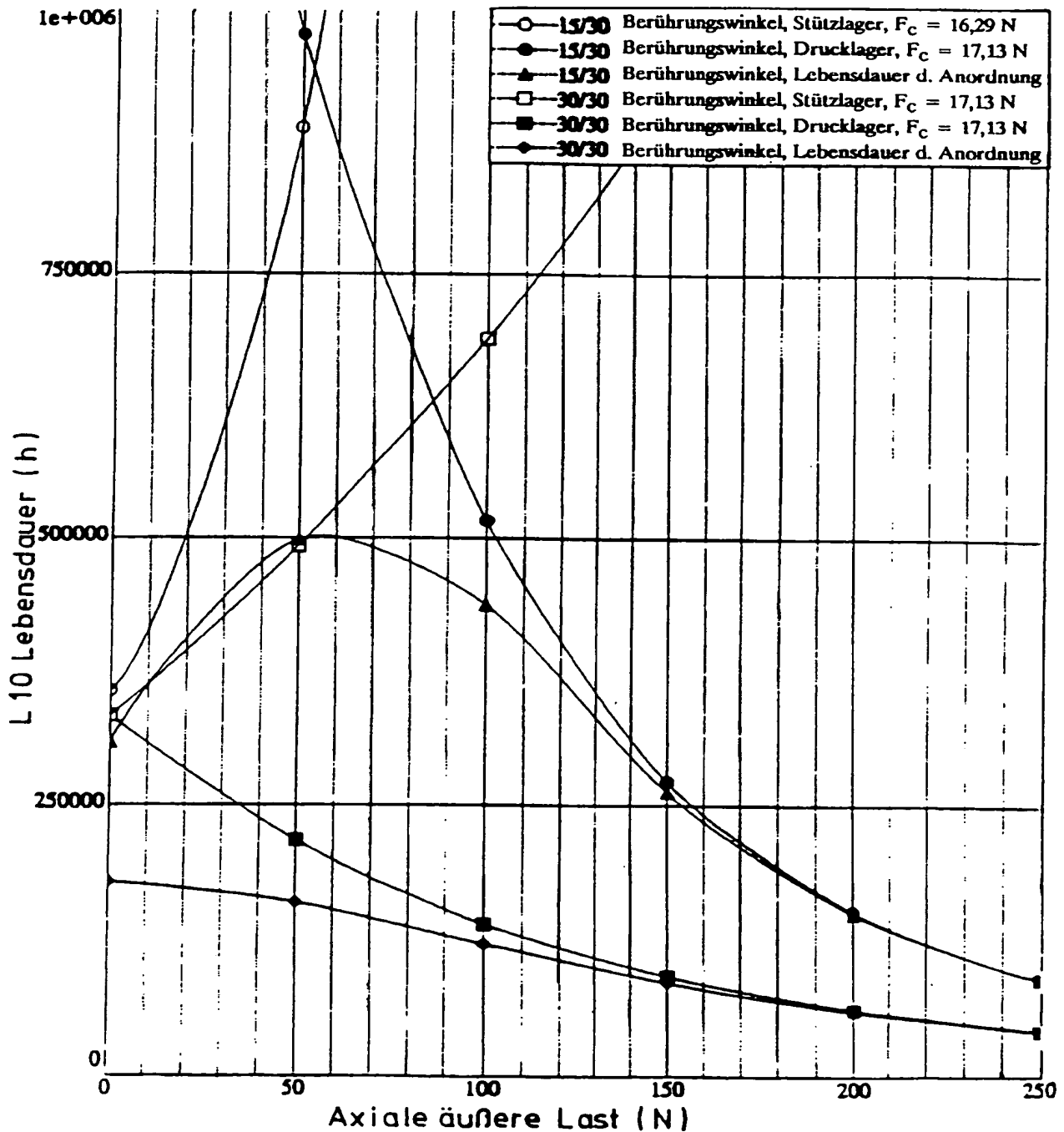


Fig. 14

Für gepaarte Schrägkugel-

lager 7004 , $n = 23800 \text{ U/min}$

Mit Fliehkraft



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.